

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-091539

(43)Date of publication of application : 06.04.1999

(51)Int.CI.

B60T 8/58

(21)Application number : 09-260447

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC

(22)Date of filing : 25.09.1997

(72)Inventor : ASANO KATSUHIRO

ONO HIDEKAZU

UMENO KOJI

YAMAGUCHI HIROYUKI

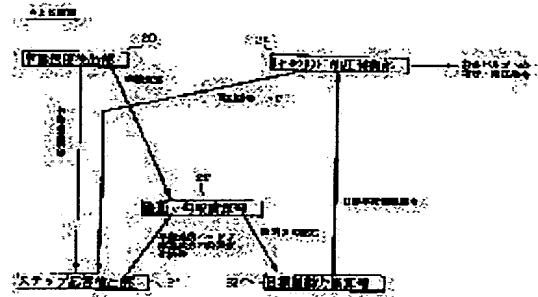
SUGAI MASARU

(54) FRICTION STATE ARITHMETIC UNIT AND BRAKING FORCE CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To compute a friction state without minutely exciting braking force at all times.

SOLUTION: This device is composed of a wheel speed detection portion 20 detecting a wheel speed, a step response detection portion 21 detecting a wheel speed step response component when braking force changes in steps and detecting the time-varying characteristic of the component, road surface μ gradient operation division 22 computing a road surface μ gradient based on a detected time-varying characteristic as compensating the characteristic vehicle speed dependency by the wheel speed, a target braking force operation portion 23 computing target braking force corresponding to the road surface μ gradient, and a wheel cylinder hydraulic control portion 24 controlling a wheel cylinder pressure in steps so as to follow the target braking force. Since the time-varying characteristic of the wheel speed step response component and the road surface μ gradient correlate with each other, a friction state can be computed without minutely exciting the braking force at all times.



(51) Int.Cl.⁶

B 60 T 8/58

識別記号

F I

B 60 T 8/58

Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 OL (全 25 頁)

(21)出願番号

特願平9-260447

(22)出願日

平成9年(1997)9月25日

(71)出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1

(72)発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 小野 英一

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(74)代理人 弁理士 中島 淳 (外1名)

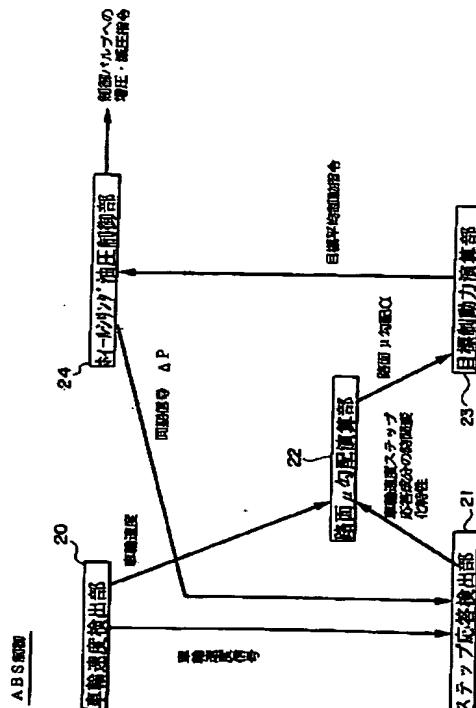
最終頁に続く

(54)【発明の名称】摩擦状態演算装置及び制動力制御装置

(57)【要約】

【課題】 制動力を常時微小励振することなく摩擦状態を演算する。

【解決手段】 車輪速度を検出する車輪速度検出部20と、検出された車輪速度から、制動力がステップ的に変化したときの車輪速度ステップ応答成分を検出し、該成分の時間変化特性を検出するステップ応答検出部21と、検出された時間変化特性に基づいて、車輪速度により該特性の車速依存性を補償しながら路面 μ 勾配を演算する路面 μ 勾配演算部22と、該路面 μ 勾配に対応する目標制動力を演算する目標制動力演算部23と、該目標制動力に追従するようにステップ的にホイールシリンダ圧を制御するホイールシリンダ油圧制御部23と、から構成する。車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性と、路面 μ 勾配とには相関があるので、制動力を常時微小励振することなく摩擦状態を演算することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、車輪に作用する制駆動力を所定の変化状態で変化させる制駆動力制御手段と、該制駆動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出する減衰特性検出手段と、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算する演算手段とを含む摩擦状態演算装置。

【請求項2】 車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、車輪に作用する制駆動力を所定の変化状態で変化させる制駆動力制御手段と、該制駆動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出する減衰特性検出手段と、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、該演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制駆動力を演算する目標制駆動力演算手段と、車輪に作用する制駆動力が前記目標制駆動力に追従するように該目標制駆動力を変化させる制駆動力制御手段とを含む制駆動力制御装置。

【請求項3】 車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、車輪に作用する制駆動力をステップ的に変化させる制駆動力制御手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、前記制駆動力制御手段により制駆動力をステップ的に変化させたときの車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性を検出するステップ応答検出手段と、前記ステップ応答検出手段により検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、を含む摩擦状態演算装置。

【請求項4】 車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、車輪に作用する制駆動力をステップ的に変化させたときの車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性を検出するステップ応答検出手段と、前記ステップ応答検出手段により検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、前記演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制駆動力を演算する目標制駆動力演算手段と、車輪に作用する制駆動力が前記目標制駆動力に追従するように、該制駆動力を変化させる制駆動力制御手段と、を含む制駆動力制御装置。

【請求項5】 車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、タイヤと路面との間に発生する摩擦力を振動させるためのパルス状の制駆動力と、該パルス状の制駆動力により発生した摩擦力の振動に対して逆位相となるパルス状の制駆動力と、を発生させるパルス制駆動力発生手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、

前記パルス制駆動力発生手段によりパルス状の制駆動力が印加されたときの車輪速度パルス応答成分の振幅特性を検出するパルス応答検出手段と、前記パルス応答検出手段により検出された車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、を含む摩擦状態演算装置。

【請求項6】 車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、

10 前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、パルス状の制駆動力が印加されたときの車輪速度パルス応答成分の振幅特性を検出するパルス応答検出手段と、前記パルス応答検出手段により検出された車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、前記演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制駆動力を演算する目標制駆動力演算手段と、車輪に作用する制駆動力が前記目標制駆動力に追従するように該制駆動力を制御すると共に、タイヤと路面との間に発生する摩擦力を振動させるためのパルス状の制駆動力と、該パルス状の制駆動力により発生した摩擦力の振動に対して逆位相となるパルス状の制駆動力と、を発生させる制駆動力制御手段と、を含む制駆動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、摩擦状態演算装置及び制駆動力制御装置に係り、より詳しくは、制動力及び駆動力の少なくともいずれか（以下、「制駆動力」という）をステップ的或いはパルス的に変化させたときの、車輪共振系の車輪速度応答成分の特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する摩擦状態演算装置及び演算された摩擦状態に基づいて制駆動力を制御する制駆動力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近年、自動車に対する安全志向の高まりから、予防安全技術の研究開発が進められ、その代表的な安全装置であるアンチロックブレーキシステム（A B S）は、既に多くの乗用車に装備されている。

40 【0003】 こうした中、タイヤの共振現象に着目した新しい原理のA B S制御が提案され、検討が進められている（特願平7-220920号等）。本技術は、タイヤがグリップしている時の共振周波数と等しい周波数成分を有する微小励振をブレーキ圧に与え、そのときのタイヤ共振系の伝達ゲイン（車輪速度の共振周波数での微小振幅/ブレーキ圧の励振振幅）に基づいて、平均ブレーキ圧を制御する制動力制御装置に関するものである。

【0004】 この伝達ゲインは、いわゆるS- μ 特性（スリップ率Sに対する摩擦係数 μ の変化曲線）において、スリップ率S（若しくはスリップ速度 $\Delta\omega$ ）に対す

る摩擦係数 μ の勾配（以下、「路面 μ 勾配」という）と関連した物理量であることがわかっており、該伝達ゲインに基づき制動時におけるタイヤ-路面間のすべり易さに関する摩擦特性を推定できるものとして期待されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来技術は、アンチロックブレーキ動作を開始するための所定条件が成立すると、ピーク μ 直前のすべり状態を検出するためには、常時、制動力に対応するブレーキ圧を微小励振しなければならない、という問題がある。

【0006】また、上記従来技術の原理は、駆動力を微小励振することによってタイヤと路面との間の摩擦特性を推定し、推定された摩擦特性に基づいて駆動力を制御する駆動力制御装置にも応用可能であるが、この場合にも、常時、駆動力を微小励振しなければならない。

【0007】さらに、定常走行時などで路面 μ 勾配を推定する場合に上記従来技術を応用すると、ドライバがブレーキペダルを踏んでいないときに制動力を微小励振したり、或いは駆動力を微小励振しなければならず、好ましくない。

【0008】本発明は、上記事実に鑑みなされたもので、制動力を常時微小励振することなく、高精度の駆動力の制御を可能とした制動力制御装置及び制動力を常時微小励振することなく、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、等しく摩擦状態を高精度に推定できる摩擦状態演算装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を実現するため、請求項1記載の発明は、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、車輪に作用する制動力を所定の変化状態で変化させる制動力制御手段と、該制動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出する減衰特性検出手段と、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算する演算手段とを含んで構成したものである。

【0010】請求項2記載の発明は、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、車輪に作用する制動力を所定の変化状態で変化させる制動力制御手段と、該制動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出する減衰特性検出手段と、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、該演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制動力を演算する目標制動力演算手段と、車輪に作用する制動力が前記目標制動力に追従するように該目標制動力を変化させる制動力制御手段とを含んで構成したものである。

【0011】請求項3の発明は、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、車輪に作用する制動力をステップ

的に変化させる制動力制御手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、前記制動力制御手段により制動力をステップ的に変化させたときの車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性を検出するステップ応答検出手段と、前記ステップ応答検出手段により検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、を含んで構成したものである。

【0012】また、請求項4の発明は、請求項3の発明を制動力制御装置に応用したもので、その構成は、図1に示すように、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、車輪に作用する制動力をステップ的に変化させたときの車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性を検出するステップ応答検出手段と、前記ステップ応答検出手段により検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、前記演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制動力を演算する目標制動力演算手段と、車輪に作用する制動力が前記目標制動力に追従するように、該制動力を変化させる制動力制御手段と、を含んで構成したものである。

【0013】また、請求項5の発明は、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、タイヤと路面との間に発生する摩擦力を振動させるためのパルス状の制動力と、該パルス状の制動力により発生した摩擦力の振動に対して逆位相となるパルス状の制動力と、を発生させるパルス制動力発生手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、前記パルス制動力発生手段によりパルス状の制動力が印加されたときの車輪速度パルス応答成分の振幅特性を検出するパルス応答検出手段と、前記パルス応答検出手段により検出された車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、を含んで構成したものである。

【0014】また、請求項6の発明は、請求項5の発明を制動力制御装置に応用したもので、その構成は、図10に示すように、車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、前記車輪速度検出手段により検出された車輪速度から、パルス状の制動力が印加されたときの車輪速度パルス応答成分の振幅特性を検出するパルス応答検出手段と、前記パルス応答検出手段により検出された車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する演算手段と、前記演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制動力を演算する目標制動力演算手段と、車輪に作用する制動力が前記目標制動力に追従するように該制動力を制御すると共に、タイヤと路面との間に発生する摩擦力を振動させるためのパルス状の制動力と、該パルス状の制動力により発生した摩擦力の振動に対して逆位相と

なるパルス状の制駆動力と、を発生させる制駆動力制御手段と、を含んで構成したものである。

【0015】請求項1記載の発明に係る車輪速度検出手段は、車輪速度を検出し、制駆動力制御手段は、車輪に作用する制駆動力を所定の変化状態で変化させる。減衰特性検出手段は、該制駆動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出し、演算手段は、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算する。

【0016】また、請求項2記載の発明に係る車輪速度検出手段は、車輪速度を検出し、制駆動力制御手段は、車輪に作用する制駆動力を所定の変化状態で変化させる。減衰特性検出手段は、該制駆動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出し、演算手段は、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算する。目標制駆動力演算手段は、上記演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制駆動力を演算し、制駆動力制御手段は、車輪に作用する制駆動力が前記目標制駆動力に追従するように該目標制駆動力を変化させる。

【0017】このように、本発明は、車輪に作用する制駆動力を所定の変化状態で変化させ、該制駆動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出し、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算するようにしたので、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、それぞれ摩擦状態を高精度よ演算することができる。

(請求項3及び請求項4の発明の原理) 本発明の原理について図2～図4の図面を参照して説明する。ここで、図2は、車体と車輪と路面とから構成される車輪共振系

$$S_1 = \frac{\omega_v}{\omega_1}$$

【0023】同様に、車両がある速度vで走行している時から、ドライバがアクセルペダルを踏んで加速していく場合でも、タイヤと路面との間にスリップが生じるが、このときの発生力T_Lは、以下の式で表されるスリップ率S₂

$$S_2 = \frac{\omega_v}{\omega_2}$$

【0025】ここで、車両前進時の車輪の回転方向を正方向とすると、タイヤー路面間の発生力T_Lを、次式の

$$\text{制動時: } T_L = W_r R \mu \quad (S_1)$$

$$\text{駆動時: } T_L = W_r R \mu \quad (S_2)$$

ここに、W_rは輪荷重、Rはタイヤの動荷重半径、μはトレッド15と路面との間の摩擦係数である。なお、μは、スリップ率S₁或いはS₂の関数として表されている。

【0027】図3のS-μ曲線に示すように、スリップ率0のときは発生力T_Lは0であるが、ある正のスリッ

の等価力学モデル、図3は、図2の車輪共振系の振動特性を規定するタイヤと路面との間の摩擦特性、図4は、車輪共振系の振動モデルを示したものである。

【0018】まず、図2に示すように、重量Wの車体12を備えた車両が車体速度vで走行している時の車輪での振動現象を考察する。

【0019】図2の車輪共振系の力学モデルにおいて、車輪(リム)13に作用した制駆動トルクT₁は、リムとトレッド15との間のねじれに起因するばね要素14(タイヤねじればね定数K)を介してトレッド(ベルト)15に伝達し、さらに該トレッド表面を介して路面に作用する。このとき、車輪には、トレッドと路面との接地点を基点として、路面から制駆動トルクT₁の反作用としての発生力T_Lが作用する。

【0020】この発生力T_Lは、タイヤと路面との間の摩擦力によるものであり、制駆動トルクT₁の方向と反対方向に作用する。すなわち、発生力T_Lは、駆動時にリムに駆動トルクT₁が作用する場合、車輪回転方向(車輪13の回転速度ω₁の方向)と反対方向に作用し、ブレーキ制動時に制動トルクT₁が作用する場合、車輪の回転方向に作用する。

【0021】ここで、車両がある速度v(回転系に変換した値をω_v)で走行している時から、ブレーキをかけていくとタイヤと路面との間にスリップが生じるが、このときタイヤと路面との間に発生した発生力T_Lは、以下の式で表されるスリップ率S₁に対して、図3の関数関係のように変化する(スリップ率が正の領域)。なお、ω₂は、トレッド15の回転速度である。

【0022】

【数1】

(1-1)

ップ率S₂に対して、図3の関数関係のように変化する(スリップ率が負の領域)。

【0024】

【数2】

(1-2)

40 ように表すことができる。

【0026】

(2)

(3)

率において、制動時の発生力T_Lは正のピーク値をとり、ある負のスリップ率において、制動時の発生力T_Lは負のピーク値をとる関係が成り立っていることがわかる。また、種々の動作点において、スリップ率に対する発生力T_Lの勾配は、例えばピーク値の時には0近傍の値というように、各々固有の値をとるので、該勾配を用

いることによって、タイヤと路面との間のすべり易さ（摩擦状態）を表すことができる。

【0028】なお、発生力 T_L と摩擦係数 μ とは、(2)、(3) 式から明らかに互いに関連するので、摩擦係数 μ のスリップ率に対する勾配を用いても摩擦状態を的確に表すことができる。さらに、スリップ率の代わりにスリップ速度を用いても摩擦状態を表すことができる。以下では、スリップ率（又はスリップ速度）に対する発生力 T_L の勾配及びスリップ率（又はスリップ速度）に対する摩擦係数 μ の勾配を総称して路面 μ 勾配という。

【0029】ところで、図2の力学モデルにおいて、リムに作用する制駆動トルクを平均的な制駆動トルク T_1 の回りに振幅 ΔT_1 で励振すると、この励振トルク成分は車輪速度 ω_1 の回りの振動成分 $\Delta \omega_1$ となって現れる。

【0030】そこで、図2の車輪共振系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した図4に示すモデルを参考して考察する。

$$J_w \theta_w'' = -T_1 + K(\theta_1 - \theta_w) \quad (4)$$

$$J_1 \theta_1'' = -K(\theta_1 - \theta_w) + \mu W_r R \quad (5)$$

$$J_v \omega_v' = -\mu W_r R \quad (6)$$

ここで、 θ_w は車輪13の回転角、 θ_w'' は車輪13の回転角加速度、 θ_1 はトレッド15の回転角、 θ_1'' は

$$\omega_1 = \theta_w' \quad (7)$$

$$\omega_2 = \theta_1' \quad (8)$$

である。

【0034】タイヤが路面にグリップしている時は、トレッド15と車体等価モデル17とが直結されていると考えると、車体等価モデル17の慣性とトレッド15の

【0031】ここで、既に述べたように、制駆動力 T_1 は、路面と接するタイヤのトレッド15の表面を介して路面に作用するが、この制駆動力 T_1 は実際には路面からの反作用として車体12に作用するため、車体重量の回転軸換算の等価モデル17はタイヤのトレッドと路面との間の摩擦要素16を介して車輪13と反対側に連結したものとなる。これは、シャーシーダイナモ装置のように、車輪下の大きな慣性、すなわち車輪と反対側の質量で車体の重量を模擬することができることと同様である。

【0032】図2、図4でタイヤリムを含んだ車輪13の慣性を J_w 、リムとトレッド15との間のばね要素14のばね定数を K 、トレッド15の慣性を J_1 、車体12の重量 W_r の回転軸換算の等価モデル17の慣性を J_v とすると、系全体の特性は次の(4)～(6)式のようになる。なお、以下では時間に関する1階微分 d/dt を「'」で表し、時間に関する2階微分 d^2/dt^2 を「''」で表す。

【0033】

トレッド15の回転角加速度である。すなわち、

慣性との和の慣性と車輪13の慣性とが共振し、この時の車輪共振系の共振周波数 f_1 は、

【0035】

【数3】

$$f_1 = \sqrt{\{(J_w + J_1 + J_v) K / J_w (J_1 + J_v)\} / 2\pi} \quad (9)$$

【0036】となる。この状態は図3上では、ピーク μ （最大発生力）に至る前の路面 μ 勾配が正となる領域の動作点に対応している。

【0037】逆に、タイヤの摩擦係数 μ がピーク μ に近く付く場合には、タイヤ表面の摩擦係数 μ がスリップ率 S に対して変化し難くなり、トレッド15の慣性の振動に

$$f_2 = \sqrt{\{(J_w + J_1) K / J_w J_1\} / 2\pi} \quad (10)$$

【0039】となる。この状態は図3では、ピーク μ 近傍で路面 μ 勾配が0となる動作点の領域に対応し、一般にピーク μ の点に達すると瞬時に路面 μ 勾配が負となる

$$J_1 < J_w < J_v$$

であり、これより、

$$f_1 < f_2$$

伴う成分は車体等価モデル17に影響しなくなる。つまり等価的にトレッド15と車体等価モデル17とが分離され、トレッド15と車輪13とが共振を起こすことになる。この時の車輪共振系の共振周波数 f_2 は、

【0038】

【数4】

領域へと遷移する。このとき、制動時ではタイヤがロックし、駆動時では、タイヤが空転する。

【0040】各慣性の大小関係は、

$$(11)$$

$$(12)$$

になる。つまり、タイヤがロック或いは空転に至る場合、車輪共振系の共振周波数が高周波側にずれることになる。また、この共振周波数の変化はピーク μ 付近で急激に発生する。このようにタイヤと路面との間の摩擦状態の変化によって、車輪共振系の振動特性が変化するので、逆に、加振された車輪共振系の応答出力（車輪速度 ω_1 の振動成分）に基づいて、摩擦状態を推定することが可能となる。

【0041】そこで、本発明では、制駆動力制御手段により制駆動力をステップ的に変化させることにより、車輪共振系を加振する。例えば、図5に示すように、ドライバの踏力に対応してマスタシリンダ圧が増加しているときなどに、いわゆるABSアクチュエータ等を利用してホイールシリンダ圧をステップ的に増圧させる。また、一定のホイールシリンダ圧をある時間保持した後で、ホイールシリンダ圧をステップ的に減圧させる。

【0042】このような急激に増加或いは減少する制駆動力を車輪に印加した場合、車輪速度の急激な変化によって、トレッドと車輪との間にねじれ角（ $\theta_1 - \theta_w$ ）が発生するので、トレッドが回転振動し、タイヤと路面との間に発生する摩擦力が振動する。これに伴って、車輪速度にも振動成分（車輪速度ステップ応答成分）が発生する。この車輪速度振動は、タイヤが路面に完全にグリップしている状態では、あまり減衰することなく継続するが、スリップが発生すると、急激に減衰する。

【0043】ここで、スリップ率が0.2の時に路面 μ が最大値0.3となる路面上で、種々の初期車速(10rad/s, 20rad/s)から、種々の制動力（ $\mu = 0.1, 0.2, 0.25, 0.3$ 相当）をステップ的に印加させながら減速したときに実際に検出された車輪速度及び車体速度の時間的変化の実験結果を図6～図9に示す。なお、この実験における各種の物理量は、図示の通りである。

【0044】図6～図9に示すように、制動トルク、すなわち路面 μ の違いによって、車輪速度振動の時間変化特性が異なっていることがわかる。例えば、初期車速が同一値(20rad/s)である図7、図8及び図9を比較すると、車輪速度振動の振幅の減衰率は、 $\mu = 0.1, 0.25, 0.3$ の順で、大きくなっていることがわかる。すなわち、路面 μ が大きくなるほど、車輪速度振動の振幅の減衰率が大きくなっていること、振幅の減衰率（上記車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に含まれる）から摩擦状態を判定できることが示唆されている。

【0045】さらに、車輪速度の減衰振動の周波数は、 $\mu = 0.1, 0.25, 0.3$ の順で、小さくなっていること、減衰振動の周波数と摩擦状態とが、関連していることがわかる。従って、上記車輪速度のステップ応答成分の時間変化特性として、この減衰振動の周波数を含めることができる。

【0046】上記実験により示唆されたことは、図4の振動モデルによって裏付けることができる。すなわち、

ステップ的に変化する制駆動力により、車輪共振系が加振され、ステップ的な変化の直後に、車輪共振系の共振周波数成分が車輪速度ステップ応答成分として出力される。

【0047】例えば、タイヤが路面に完全にグリップしている時には、周波数 f_1 の振動成分がほぼ同振幅で継続するが、上述したように、ピーク μ に近づくと、車輪共振系の共振周波数は、より高周波数の f_2 に移行する。従って、ステップ的に制動力が増加してピーク μ に近づくと、その振動のエネルギーは、周波数 f_2 の振動成分に移行する。このとき、時間の経過と共に周波数 f_1 の振動成分が減衰し、周波数 f_2 の振動成分が増幅することが観測できる。逆に、この状態から、ステップ的に制動力を減少させると、時間の経過と共に周波数 f_2 の振動成分が減衰し、周波数 f_1 の振動成分が増幅する。

【0048】このような車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性（減衰特性及び増幅特性）は、タイヤと路面との間の摩擦状態（路面 μ 勾配、 μ 値等）に対応して変化するので、逆に、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、摩擦状態を演算することができる。

【0049】そこで、本発明では、上記事実に着眼し、演算手段によって、上記のような車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する。ここで、摩擦状態として、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性と最も相関の高い路面 μ 勾配を演算するのが望ましい。

【0050】また、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性として、制駆動力のステップ的な変化の直後に発生した減衰振動の減衰率やその周波数、共振周波数 f_1 の成分の減衰率、共振周波数 f_2 の成分の増加率、或いはそれらの組み合わせなどを用いることができる。

【0051】また、請求項4の発明では、目標制駆動力演算手段が、演算手段により演算された摩擦状態に対応する目標制駆動力を演算する。例えば、ピーク μ に追従する制御の場合、演算された摩擦状態がピーク μ から遠い状態の場合は、増分された目標制駆動力を、ピーク μ 直前の状態の場合は、減分された目標制駆動力を演算する。そして、制駆動力制御手段は、車輪に作用する制駆動力が、演算された目標制駆動力に追従するように該制駆動力を変化させる。

【0052】例えば、ホイールシリンダの油圧を調節することにより制動力を制御する場合、ホイールシリンダ圧が増圧される増圧時間及び減圧される減圧時間の比によって、平均的な制動力が定まり、巨視的にみれば、車体の滑らかな走行が可能となる。しかし、より微細な変化をみれば、ホイールシリンダ圧の増圧又は減圧時には、制動力はステップ的に変化することとなり、該変化に対応して車輪速度にステップ応答成分が発生する。

【0053】すなわち、平均的な制駆動力の制御において、ステップ的な制駆動力の変化を加えることが一般に

可能であるので、本発明では、制駆動力を常時微小励振することなく、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、等しく摩擦状態を高精度に推定できる。

(請求項5及び請求項6の発明の原理) 次に、請求項5及び請求項6の発明の原理を図11を用いて説明する。

【0054】パルス状の制駆動力を車輪に印加した場合、該車輪とばね要素を介したトレッドが回転振動しようとするので、タイヤと路面との間に発生する摩擦力が振動する。このとき、図11(a)に示すように、タイヤが路面に完全にグリップしている状態では、制駆動力をステップ的に変化させた場合、減衰係数が零に相当する2次系振動と近似できるため、タイヤー路面での摩擦力は、制駆動力の変化したステップ幅と同じだけオーバーシュートする。また、タイヤー路面での摩擦力がオーバーシュートして最大値になった時点、すなわち、ステップ幅の2倍の値になった時点で、制駆動力を初期状態に戻せば、タイヤー路面での摩擦力は、制駆動力の初期値を中心として、制駆動力のステップ幅の2倍の振幅で振動する。この摩擦力の振動は、完全グリップ状態では、減衰率が少なく、よって、車輪速振動もほぼ同じ振幅の状態が続くこととなる。

【0055】しかし、図11(b)に示すように、パルス入力時で、印加した制駆動力の+側(該制駆動力と同方向)でスリップが発生すると、路面摩擦力が飽和するので、摩擦力の振動が減衰すると共に、車輪速度振動の振幅も減衰していく。ここで、+側にスリップが発生したときの路面摩擦力は、印加した制駆動力の2倍より小さいので、該路面摩擦力により振動した車輪速度振動の振幅値は、スリップが発生しなかったときの振幅より小さく、実際に発生した路面摩擦力の大きさに対応するものとなる。すなわち、車輪速度振動の振幅値に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算することができる。

【0056】そこで、本発明では、実際に路面 μ のピーク時を検出するために、パルス制駆動力発生手段により、タイヤと路面との間に発生する摩擦力を振動させるためのパルス状の制駆動力を発生させる。ここで、印加する制駆動力をパルス状としたことで、タイヤが一瞬スリップ状態になるほど大きな摩擦力を印加しても、直ちに逆方向の路面摩擦力が印加されることにより、速やかにグリップ状態に戻すことができる。

【0057】そして、さらに、本発明では、該パルス発生後に、該パルス状の制駆動力により発生した摩擦力の振動に対して逆位相となるパルス状の制駆動力を発生させる。このように逆位相のパルスを発生させた場合、その後の摩擦力の減衰振動は、逆位相のパルスによって打ち消される。例えば、完全グリップ状態では、タイヤー路面での摩擦力が負側に振れて最少値になった時点で、制駆動力を、摩擦力の振動振幅の1/2だけ負側にステップ的に変化させ、また、摩擦力が、制駆動力の初期値

まで戻ったときに、制駆動力を初期値に戻せば、振動が完全に止まる。この場合、図11(c)に示すように、路面摩擦力の振動及びこれに伴う車輪速度振動において、+側及び-側への揺れが1回ずつ発生するのみとなり、該振動が車両走行に与える影響を軽減することができる。

【0058】そして、演算手段が、パルス状の制駆動力によって発生した車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて、タイヤと路面との間の摩擦状態を演算する。

【0059】すなわち、現在の摩擦状態が、最大制駆動力となるピーク μ の摩擦状態から、図11(c)の+側の車輪速度振動の振幅値に対応する制駆動力だけ離れた摩擦状態であると演算できる。なお、現在走行中の路面における最大制駆動力から現在の制駆動力を減算した余裕制駆動力は、あとどの程度の制駆動力を印加できるかを示す指標となるものであり、該余裕制駆動力によっても摩擦状態を表すことができる。勿論、本発明においても、摩擦状態として、路面 μ 勾配、摩擦係数 μ などを用いることができる。

【0060】例えば、図11(a)のように+側の車輪速度振動の振幅値が、印加した制駆動力の2倍に対応する振幅値であった場合、摩擦状態は、現在の余裕制駆動力が印加した制駆動力の2倍以上であると演算できる。

【0061】また、図11(c)の+側の車輪速度振動の振幅値が、印加した制駆動力の2倍に対応する振幅値に満たない場合、+側でスリップが発生したとみなして、摩擦状態は、現在の余裕制駆動力が+側の車輪速度振動の小さくなつた振幅値に対応する制駆動力であるところの摩擦状態(ピーク μ に、より接近した状態)であると演算できる。なお、以上の説明は、完全にグリップしている状態から不連続的にスリップ状態に移行し、また完全グリップ状態に戻った場合を想定している。実際には、完全にグリップしている状態はほとんどなく、わずかにスリップしている。

【0062】ゆえに、印加した制動力の2倍まで摩擦力がオーバーシュートすることではなく、完全にスリップ状態に至らなくてもある程度減衰している。そこで、完全スリップ状態に移行しない場合のベースとなる減衰特性を、-側の振幅と+側の振幅の比により求め、上記余裕制駆動力を補正すれば、より精度が向上する。

【0063】請求項6の発明では、目標制駆動力演算手段が、演算された摩擦状態に対応する目標制駆動力を演算する。そして、制駆動力制御手段は、図11(c)に示すようなパルス状の制駆動力と、逆位相のパルス状の制駆動力をとを発生させると共に、車輪に作用する制駆動力が演算された目標制駆動力に追従するように該制駆動力を制御する。

【0064】

【発明の実施の形態】以下、本発明の制駆動力制御装置及び摩擦状態演算装置の各実施の形態を図面に基づいて

詳細に説明する。

(第1の実施の形態) 第1の実施の形態は、本発明の制動力制御装置を車両のアンチロックブレーキ制御装置に適用したものであり、図12には、該装置の構成が示されている。同図に示すように、第1の実施の形態に係るアンチロックブレーキ制御装置は、各車輪の車輪速度信号を検出する車輪速度検出部20と、検出された車輪速度信号から、入力された同期信号に同期して車輪速度ステップ応答成分を検出し、該成分の時間変化特性を各車輪毎に検出するステップ応答検出部21と、検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、各タイヤと路面との間の路面 μ 勾配 a を各々演算する路面 μ 勾配演算部22と、演算された路面 μ 勾配 a に基づいて、各車輪に印加する目標平均制動力の指令を演算する目標制動力演算部23と、演算された各目標制動力に対応するホイールシリンダ圧を実現させるための制御バルブへの増減圧指令を各車輪毎に演算するホイールシリンダ油圧制御部24と、から構成される。

【0065】なお、本実施の形態では、車輪に作用する制動力のステップ的な変化を、ホイールシリンダ圧をステップ的に変化させることにより実現している。そして、ステップ応答検出部21では、ホイールシリンダ油圧制御部24から、ステップ変化の時点を示す同期信号及びホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP を得ている。このステップ応答検出部21は、同期信号に基づいてステップ変化の時点を検知し、該時点或いは時間遅れを考慮して該時点の所定時間経過後から車輪速度のステップ応答成分の検出を開始する。

【0066】このステップ応答検出部21の時間変化特性の詳細な検出手段について以下に説明する。なお、この検出手段は、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性としてどの物理量を抽出するかにより、例えば図16から図18までに示した第1～第4の態様がある。

【0067】図16の第1態様は、車輪速度ステップ応答成分のうちタイヤグリップ時の共振周波数 f_1 、振動成分の時間変化特性を検出するもので、ステップ応答検出時の車輪速度信号 ω_1 から、タイヤグリップ時の共振周波数 f_1 を含む所定帯域の周波数成分のみを通過させる帯域通過フィルタ32aと、該フィルタの出力信号を整流化する全波整流器33と、該全波整流器の出力信号の低域周波数成分のみを通過させることによって直流平滑化された信号 ω_d を出力する低域通過フィルタ34と、該フィルタの出力信号 ω_d をホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP で除算する除算器35と、該出力信号 $\omega_d / \Delta P$ に基づいて、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性を演算する時間変化特性演算部36と、から構成される。

【0068】図16に示すように、低域通過フィルタ34は、入力信号を直流平滑化するので、出力信号 ω_d は、車輪速度ステップ応答成分の共振周波数 f_1 近傍

での平均振幅値となる。従って、時間変化特性演算部36によって、この振幅値の時間変化特性を求めることが可能となる。なお、この振幅値は、ステップ的な制動力の変化量によって異なるので、この変化量によらずに普遍的な時間変化特性を抽出するために、ホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP （変化直後のホイールシリンダ圧－変化直前のホイールシリンダ圧）で出力信号 ω_d を除算することにより、正規化された振幅値 $\omega_d / \Delta P$ を得ている。

【0069】具体的な時間変化特性の演算方法として、例えば、最初の所定時間での平均振幅値と、次に続く所定時間での平均振幅値とを求める、該平均振幅値の比率を時間変化特性として求める方法がある。また、他の方法として、車輪速度ステップ応答成分が減衰する場合には、ステップ応答検出時の振幅 A が、 A / e （ e は1より大きい定数、例えば自然定数とする）まで減衰するに要した時間 T を時間変化特性として抽出することができる。

【0070】なお、ホイールシリンダ圧をステップ的に増圧して制動を行う場合には、車輪速度ステップ応答の共振周波数 f_1 成分は路面 μ 勾配に応じた特性で減衰するので、時間変化特性として振幅減衰率が求められることになる。

【0071】さらに、図17の第2態様は、車輪速度ステップ応答成分の主周波数を時間変化特性として抽出するもので、車輪速度ステップ応答成分を所定サンプル時間 τ 毎に離散化した時系列データに対し、高速フーリエ変換することにより周波数系列データに変換するFFT処理部71と、この周波数系列データからゲインが極大となる主周波数を抽出する抽出部72とから構成される。

【0072】ホイールシリンダ圧をステップ的に増圧して制動を行う場合には、車輪速度ステップ応答成分には、図6～図9によって示された特徴的な減衰振動が支配的となるので、この第2態様によれば、該減衰振動の主要な周波数が抽出される。

【0073】さらに、図18の第3態様は、第2態様と同様に車輪速度ステップ応答成分の主周波数に関する物理量を時間変化特性として抽出するもので、車輪速度ステップ応答成分からタイヤグリップ時の共振周波数 f_1 より高域の周波数成分を遮断する高域遮断フィルタ40と、該フィルタ出力を所定サンプル時間 τ 毎に離散化した時系列データから、所定のアルゴリズムに基づいて最初の極大点と最初の極小点とを検出する極点検出部41と、検出された最初の極大点と最初の極小点との間の時間幅 Δt を検出する時間幅検出部42とから構成される。

【0074】次に、路面 μ 勾配演算部22の詳細な構成を図14のブロック図を用いて説明する。

【0075】図14に示すように、路面 μ 勾配演算部2

2は、右前輪、左前輪、右後輪及び左後輪の車輪速度に基づいて車体速度（車速）を推定する車速推定部26と、推定された車速と検出された各車輪の車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性とから、テーブル28に基づいて各車輪毎の路面 μ 勾配を検索する μ 勾配検索部27と、から構成される。

【0076】ここで、図6及び図8の条件を比較すると、摩擦係数 μ は共に0.25と同じであるが、図6の初期車速は10rad/sであるのに対し、図8の初期車速は20rad/sとなっている。そして、図6及び図8における車輪速度の時間変化特性を比較すると、図6での減衰率よりも図8での減衰率が大きく、かつ減衰振動の主周波数も異なっている。すなわち、同じ路面 μ の状態でも、車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性には車速による依存性がある。

【0077】そこで、このような車速依存性を補償するため、図14のテーブル28は、2次元テーブルとして構成され、各車速毎に、時間変化特性に対する路面 μ 勾配の実測値が記憶されている。すなわち、推定された車速及び検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に対応するテーブル値を検索することによって、該テーブル値を路面 μ 勾配として求めることができる。

【0078】また、車速推定部26は、各車輪の車輪速度のうち最も大きい車輪速度を選択し、該車輪速度を車速として出力する演算器として構成することができる。さらに、制動開始時の車輪速度に基づいて車速を推定するようにしてもよい。

【0079】なお、ステップ応答検出部21が、図16～図18のいずれの態様で構成されているかによって、検出される時間変化特性の物理量が異なってくるので、当然、これに応じてテーブル28を変更する。また、路面 μ 勾配演算部22は、時間変化特性として図16～図18のいずれの態様により検出された1つの物理量を参照するだけでなく、各態様により検出された複数の物理量を総合的に判断することにより路面 μ 勾配を求めるようにしてもよい。

【0080】次に、目標制動力演算部23の構成例を図15に示す。図15に示すように、目標制動力演算部23は、路面 μ 勾配演算部22により演算された路面 μ 勾配 α と予め定められた基準勾配 α_s との差分 $\Delta\alpha$ （ $=\alpha-\alpha_s$ ）を演算する差分器29と、差分 $\Delta\alpha$ を零に一致又は略一致させるように比例ゲイン G_{tr} 及び積分ゲイン G_{tr}/s （ s はラプラス演算子）を用いて比例積分制御を行うPI制御器30と、該PI制御器30により演算された指令信号から、ドライバの踏力を越えてブレーキ制動されないように正値を除去することにより目標平均制動力指令 P_r を出力する正値除去部31と、から構成される。なお、ピーク μ を与える路面 μ 勾配 α は0であるので、 α_s を0近傍の正値に設定することにより、ピーク μ 追従を実現するための目標平均制動力指令 P_r が

演算される。

【0081】なお、PI制御器30は、微分制御も含めたPID制御器として構成することもでき、さらに、いわゆるH ∞ 制御や2自由度制御などを行うロバスト制御器など、より高次の制御を行う制御器により構成することもできる。

【0082】また、図15の構成例では、路面 μ 勾配 α を直接フィードバックするように構成したが、演算された路面 μ 勾配 α に対応する車輪挙動量（例えばスリップ率等）を求める、該車輪挙動量を予め定められた目標値に一致させるための目標平均制動力指令 P_r を演算するように目標制動力演算部23を構成することも可能である。

【0083】次に、ホイールシリンダ油圧制御部24が¹⁰出力したバルブ動作指令により動作するブレーキ部の構成を図20を用いて説明する。

【0084】図20に示すように、ブレーキ部45は、²⁰制御バルブ52、マスタシリンダ48、ホイールシリンダ56、リザーバー58及びオイルポンプ60を備えている。

【0085】このうちブレーキペダル46は、ブレーキペダル46の踏力に応じて増圧するマスタシリンダ48を介して制御バルブ52の増圧バルブ50へ接続されている。また、制御バルブ52は、減圧バルブ54を介して低圧源としてのリザーバー58へ接続されている。さらに、制御バルブ52には、該制御バルブによって供給されたブレーキ圧をブレーキディスクに加えるためのホイールシリンダ56が接続されている。この制御バルブ52は、ドライバの踏力によるブレーキ圧 P_d を供給すると共に、ホイールシリンダ油圧制御部24から入力された増圧・減圧指令に基づいて増圧バルブ50及び減圧バルブ54の開閉を制御する。

【0086】なお、この制御バルブ52が増圧バルブ50のみを開くように制御されると、ホイールシリンダ56の油圧（ホイールシリンダ圧）は、ドライバがブレーキペダル46を踏み込むことによって得られる圧力に比例したマスタシリンダ48の油圧（マスタシリンダ圧）まで上昇する。逆に減圧バルブ54のみを開くように制御されると、ホイールシリンダ圧は、ほぼ大気圧のリザーバー58の圧力（リザーバー圧）まで減少する。また、両方のバルブを閉じるように制御されると、ホイールシリンダ圧は保持される。

【0087】ホイールシリンダ56によりブレーキディスクに加えられる制動力は、マスタシリンダ48の高油圧が供給される増圧時間とリザーバー58の低油圧が供給される減圧時間、及び圧力センサ等により検出されたマスタシリンダ圧に依存する。従って、ホイールシリンダ油圧制御部24は、検出されたマスタシリンダ圧に応じて、演算された目標平均制動力を実現するための増圧時間及び減圧時間を演算すると共に、検出されたマスタ

シリンダ圧と増圧時間及び減圧時間とにより、ホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP を演算することができる。

【0088】次に、第1の実施の形態の作用を説明する。図12のホイールシリンダ油圧制御部24が、制御バルブ50へホイールシリンダ圧をステップ的に変化させるための増圧指令或いは減圧指令を発したとき、ステップ的な変化時点で同期信号及びホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP をステップ応答検出部21へ伝達する。

【0089】ステップ応答検出部21では、同期信号の入力時点から所定時間遅延した時点を検出開始時点として、車輪速度検出部20により検出された車輪速度のステップ応答成分を検出し、該ステップ応答成分から、 ΔP で正規化された時間変化特性を演算する。

【0090】ここで、ステップ応答検出部21が、図16の第1態様で構成されている場合、タイヤグリップ時の共振周波数 f_1 を含む帯域の周波数成分の時間変化特性が検出される。また、図17の第2態様或いは図18の第3態様で構成されている場合、ステップ応答成分の主要周波数成分の周波数値或いは時間幅が演算される。

【0091】次に、路面 μ 勾配演算部22では、 μ 勾配検索部27がテーブル28を参照して、演算された時間変化特性に対応する路面 μ 勾配を検索する。その際、各車輪の車輪速度に基づいて推定された車速に対応する路面 μ 勾配が選択される。

【0092】例えば、ステップ的に制動力を増加した場合、図19の概念図に示すように、共振周波数 f_1 を含む帯域の車輪速度減衰振動において、スリップ時の減衰率が、タイヤグリップ時の減衰率より大きくなる。これより、ステップ応答検出部21が、第1態様で構成されている場合、検出された減衰率に対応して用意されたテーブル28のデータから路面 μ 勾配を求めることができる。その際、図示のように、車速が大きくなるに従い、スリップ時、グリップ時共に減衰率が増加するので、減衰率のみならず車速に対応するテーブル28のデータを参照することにより車速依存性を補償することができる。

【0093】そして、目標制動力演算部23が、演算された路面 μ 勾配 α に基づいて、目標平均制動力を演算し、ホイールシリンダ圧制御部24へ伝達する。すなわち、路面 μ 勾配 α からタイヤの路面接地状態を判定し、ピーク μ の状態に遠く制動力に余裕があれば目標平均制動力を増分し、ピーク μ 直前の状態で制動力に余裕がない場合には目標平均制動力を減分する。

【0094】ホイールシリンダ油圧制御部24では、現時点の制動力が目標平均制動力よりも小さい場合には、制動力をステップ的に増加させるために、所定の増圧時間の間、増圧バルブ50を開けるように制御バルブ52へ指令する。これによって、図5に示すように、ホイー

ルシリンダ圧は時刻 t_1 でステップ的に急増し、目標平均制動力に達する。このとき、ホイールシリンダ油圧制御部24では、マスタシリンダ圧と増圧時間とにより、ホイールシリンダ圧のステップ的な変化量 ΔP を演算出力する。そして、増圧バルブ52を閉じてホイールシリンダ圧を保持する。

【0095】一方、現時点の制動力が目標平均制動力よりも大きくなった場合には、制動力をステップ的に減少させるために、所定の減圧時間の間、減圧バルブ54を開けるように制御バルブ52へ指令する。これによって、図5に示すように、ホイールシリンダ圧は時刻 t_2 でステップ的に急減衰し、目標平均制動力を越えないように制御される。ステップ的な増圧時及び減圧時のいずれにおいても、車輪速度ステップ応答成分が発生するので、いずれの場合にも ΔP 及び同期信号がステップ応答検出部21へ出力され、時間変化特性が演算される。勿論、この時間変化特性は、ステップ的な増圧時($\Delta P > 0$)と減圧時($\Delta P < 0$)とで異なっているので、路面 μ 勾配演算部22では、それぞれの場合を区別して路面 μ 勾配を検索する。

【0096】なお、現時点の制動力を目標平均制動力へ実現させる際に、制動力差が大きい場合などでは、ホイールシリンダ圧の1回のステップ的変化のみならず、図21に示すように、複数回のステップに分けて変化させるようにしてもよい。このように場合でも、各ステップ的な変化毎に車輪速度ステップ応答成分から路面 μ 勾配が演算される。

【0097】このように第1の実施の形態は、車輪に作用する制動力が、目標平均制動力に追従するように該制動力をステップ的に変化させながら、このステップ的な変化により発生する車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、路面 μ 勾配を演算し、該勾配に基づいてアンチロックブレーキ動作を行うものである。従って、本実施の形態によれば、ホイールシリンダ圧を常時微小励振することなく滑らかな走行状態を保ちながら、制動時において、路面 μ 勾配を高精度に推定できると共に良好なアンチロックブレーキ制御を行うことができる。

(第2の実施の形態) 第1の実施の形態と同様の摩擦状態検出原理は、電気自動車(EV)におけるEV制動力制御装置に応用することができる。このようなEV制動力制御装置の構成を、第2の実施の形態として図13に示す。なお、第1の実施の形態と同様の構成については同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

【0098】図13に示すように、第2の実施の形態に係るEV制動力制御装置は、ステップ応答検出部21により検出された車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて各タイヤと路面との間の路面 μ 勾配 α を各々演算する路面 μ 勾配演算部22bと、演算された路面 μ 勾配 α に基づいて各車輪に印加する目標制動力の

指令を演算する目標制駆動力演算部23bと、演算された各目標制駆動力を実現させるための図示しないホイールモータへのトルク指令を各車輪毎に演算する発生トルク制御部25と、を含んで構成される。

【0099】このうち発生トルク制御部25は、第1の実施の形態に係るホイールシリング油圧制御部24が制動力のみの制御を行っていたのに対し、電気自動車が応答性の高いホイールモータを用いているため、制動力及び駆動力のいずれも制御することが可能である。すなわち、第2の実施の形態では、制動力のステップ的な変化時のみならず、駆動力のステップ的な変化時のために発生する車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて路面 μ 勾配 α を演算することが可能である。なお、発生トルク制御部25により演算されるステップ的な変化量 ΔT は、制動力のみならず駆動力のステップ変化量をも含む概念であり、第1の実施の形態では、 ΔP に相当するものである。

【0100】また、路面 μ 勾配演算部22bは、図14と同様の構成で実現できるが、テーブル28には、制動トルク及び駆動トルクのステップ的な変化のときの時間変化特性に対応する路面 μ 勾配 α のデータが共に格納されており、 μ 勾配検索部27では、制動トルクのステップ的な変化と駆動トルクのステップ的な変化とを区別して、車速及び時間変化特性に対応する路面 μ 勾配 α のデータを検索する。

【0101】また、目標制駆動力演算部23bは、まず、ドライバの加速減速要求に対応した目標制駆動力を設定する。そして、演算された路面 μ 勾配 α からタイヤの路面接地状態を判定し、制動力に余裕があれば、設定された目標制駆動力を増分し、制駆動力に余裕がない場合には、設定された目標制駆動力を減分する。

【0102】このように第2の実施の形態では、ドライバの加速減速要求に対応すると共に、路面の接地状態に適した目標制駆動力の追従制御が可能となる。このとき、ステップ的に制駆動力を変化させながら、平均的な制駆動力を制御することができるるので、本実施の形態によれば、制駆動力を常時微小励振することなく、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、等しく路面 μ 勾配を高精度に推定できる。

(第3の実施の形態) 図22には、第3の実施の形態に係る制動力制御装置の構成が示されている。なお、この制動力制御装置は、請求項3及び請求項4の発明の原理に基づくものであり、「走行安定化装置」商品名: VSC (Vehicle Stability Control) 装置若しくはアンチロックブレーキ制御 (ABS) 装置として実現したものである。

【0103】図22に示すように、第3の実施の形態に係る制動力制御装置は、各車輪の車輪速度信号を検出する車輪速度検出部20と、検出された車輪速度信号から、入力された同期信号に同期して車輪速度パルス応答

成分を検出し、該成分の振幅特性を各車輪毎に検出するパルス応答検出部62と、検出された車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて、各タイヤと路面との間の路面 μ 勾配 α を各々演算する路面 μ 勾配演算部63と、演算された路面 μ 勾配 α に基づいて、各車輪に印加する目標制動力の指令を演算する目標制動力演算部65と、あるタイミングでパルス的なホイールシリング圧の変化指令を出力すると共に、演算された各目標制動力に対応するホイールシリング圧を実現させるための制御バルブへの増減圧指令を各車輪毎に演算するホイールシリング油圧制御部67と、から構成される。

【0104】なお、本実施の形態では、車輪に作用する制動力のパルス的な変化を、ホイールシリング圧をパルス的に変化させることにより実現している。このため、ホイールシリング油圧制御部67では、目標制動力を実現するための増減圧指令を出力すると共に、あるタイミングで、図11(c)に示した第1のパルス及び該パルスにより発生した摩擦力振動に対し逆位相となる第2のパルスを発生させる指令を出力する。なお、第2のパルス振幅は、第1のパルス振幅と同様に振動成分の半周期になるように設定される。

【0105】そして、パルス応答検出部62では、ホイールシリング油圧制御部67から、第1のパルス変化の開始時点を示す同期信号及びホイールシリング圧のパルス変化量 ΔP (変化後の最大ホイールシリング圧-変化直前のホイールシリング圧) を得ている。このパルス応答検出部62は、同期信号に基づいてパルス変化の開始時点を検知し、該時点或いは時間遅れを考慮して該時点の所定時間経過後から車輪速度のパルス応答成分の検出を開始する。

【0106】このパルス応答検出部62の構成例を図25を用いて説明する。図25に示すように、パルス応答検出部62は、車輪速度パルス応答成分からタイヤグリップ時の共振周波数 f_1 より高域の周波数成分を遮断する高域遮断フィルタ73と、該フィルタ出力を所定サンプル時間 τ 毎に離散化した時系列データから、所定のアルゴリズムに基づいて最初の極大点と最初の極小点とを検出する極点検出部74と、検出された最初の極大点の振幅 a_1 と最初の極小点の振幅 a_2 とを検出する振幅検出部75と、振幅 a_1 及び振幅 a_2 の少なくともいずれかに基づいてパルス応答成分の振幅特性を演算する振幅特性演算部77と、から構成される。

【0107】この振幅特性演算部77は、振幅特性として、振幅 a_1 をパルス変化量 ΔP で正規化した $a_1/\Delta P$ 、及び振幅 a_2 に対する振幅 a_1 の比 (a_1/a_2) のうち少なくともいずれかを演算出力する。

【0108】また、路面 μ 勾配演算部63は、第1の実施の形態に係る図14の路面 μ 勾配演算部22と同様の構成で実現できるが、図24に示すように、第3の実施の形態に係る μ 勾配検索部68は、推定された車速及び

演算された車輪速度パルス応答成分の振幅特性に基づいて路面 μ 勾配を演算するべく構成されている。

【0109】すなわち、図24のテーブル69には、振幅特性と路面 μ 勾配 α との関連を示すと共に、車速依存性を補償するため、各車速毎に、振幅特性($a_1 / \Delta P$ および a_2 / a_1)に対する路面 μ 勾配の実測値が記憶されている。

【0110】次に、第3の実施の形態の作用を説明する。図22のホイールシリンダ油圧制御部67が、図11(c)の第1パルス及び第2パルス状にホイールシリンダ圧を変化させるため増圧指令或いは減圧指令を発したとき、第1パルス発生時点を示す同期信号及びホイールシリンダ圧のパルス変化量 ΔP をパルス応答検出部62へ伝達する。このとき、第1パルスにより、路面摩擦力が振動する。この振動の振幅値は、+側で全くスリップが発生しなかった場合は、+側の振幅も印加した制動力の2倍に等しくなり、スリップが発生した場合は摩擦力が飽和するので、これより小さくなる。そして、この振動と逆位相に出力された第2パルスにより、これ以後の振動は、打ち消されて急激に減衰する。

【0111】パルス応答検出部62では、同期信号の入力時点から所定時間遅延した時点を検出開始時点として、車輪速度検出部20により検出された車輪速度のパルス応答成分を検出し、該パルス応答成分の振幅特性を演算する。

【0112】ここで、パルス印加による摩擦力振動により発生した車輪速度振動も、該摩擦力振動に対応した振幅変化を示す。このため、パルス応答検出部62によって検出された振幅特性($a_1 / \Delta P$)は、+側(パルス印加方向)でスリップが発生しなかった場合、印加した制動力(パルス変化量 ΔP に比例)の2倍の摩擦力に対応する値を示す。一方、+側でスリップが発生した場合、($a_1 / \Delta P$)は、最大摩擦力の2倍に対応する値より小さくなつて余裕制動力の大きさに依存する値を示す。

【0113】そこで、路面 μ 勾配演算部63は、検出された振幅特性に対応するテーブルのデータを検索することにより、上記のように振幅特性と相関の高い路面 μ 勾配 α を演算することができる。その際、推定車速に応じた路面 μ 勾配を選択することにより車速依存性を補償している。

【0114】なお、以上の説明は、完全にグリップしている状態から不連続的にスリップ状態に移行し、また完全グリップ状態に戻った場合を想定している。実際には、完全にグリップしている状態はほとんどなく、わずかにスリップしている。

【0115】ゆえに、印加した制動力の2倍まで摩擦力がオーバーシュートすることではなく、完全にスリップ状態に至らなくてもある程度減衰している。そこで、完全にスリップ状態に移行しない場合のベースとなる減衰特

性を a_2 / a_1 により求め、上記振幅特性を補正すれば、より精度が向上する。

【0116】そして、目標制動力演算部23が、演算された路面 μ 勾配 α に基づいて、目標平均制動力を演算し、ホイールシリンダ圧制御部24へ伝達する。例えば、ABS装置の場合、0近傍の正值である基準値 a_s と路面 μ 勾配 α との偏差を0に一致又は略一致させるための補償指令を演算する。また、車輪減速度等に基づいて目標制動力を演算し、該目標制動力を、演算された路面 μ 勾配 α に応じて変更してもよい。

【0117】また、VSC装置の場合、車輪加速度、ヨーレート、ハンドル操作角度、及びホイールシリンダ圧等に基づいて、車体を安定制御するための目標制動力を演算設定する。そして、路面 μ 勾配 α によりタイヤ接地状態を判定し、制動力に余裕があればマスターシリンダ圧を上限値として、設定された目標制動力を増加させ、制動力に余裕がない場合には、設定された目標制動力を減少させる。

【0118】そして、ホイールシリンダ油圧制御部67によって、目標制動力に追従するためのホイールシリンダ圧制御が実行される。

【0119】このように第3の実施の形態では、パルス的な制動力を印加することによって、実際に、路面摩擦力を発生させてから、そのパルス応答成分に基づいて路面 μ 勾配を演算するので、スリップ限界までの余裕度を確実に把握でき、高い信頼性を得ることができる。

【0120】また、パルス的な制動力の印加により、パルス立ち上がり時に急激に制動力が増加して短期間の間だけスリップが発生しても、パルス立ち下がり時に急激に制動力が減少し、直ちに逆方向の路面摩擦力が印加されるので、容易にグリップ状態に復帰させることができ。よって、車両走行に与える影響を最小限度に抑えることができる。さらに、第1パルスの後に、摩擦力振動を減衰させる第2パルスの制動力を印加するので、摩擦力振動が1サイクルのみとなり、車両走行に与える影響をさらに抑えることができる。

【0121】このように本実施の形態では、制駆動力を常時微小励振することなく、パルス的な制動力を印加するだけで、車両走行に大きな影響を与えることなしに路面 μ 勾配をきわめて高精度に推定でき、より良好な車両安定化制御を行うことができる。

【0122】また、本実施の形態を、図23に示すように、電気自動車に適用された路面 μ 勾配演算装置として実現することもできる。この場合、ホイールシリンダ油圧制御部67の代わりに、制動力及び駆動力をパルス的に変化させることができが可能なパルス制駆動力発生部64に置き換える。

【0123】図23の路面 μ 勾配演算装置によれば、制動力のみならず、駆動力をもステップ的に変化させることができるので、制動・駆動・定常走行など種々の走行

状態において、等しく路面 μ 勾配を高精度に推定できる。

【0124】以上が本発明の各実施の形態であるが、本発明は、上記例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において任意好適に変更可能である。

【0125】例えば、上記実施の形態では、演算する摩擦状態を路面 μ 勾配 α としたが、本発明は、これに限定されるものではなく、余裕制動力、摩擦係数 μ など、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量であって、車輪速度振動の時間変化特性や振幅特性と相関のある量であれば演算可能である。

【0126】また、第1の実施の形態に係るA B S装置をV S C装置として実現することも可能である。

【0127】

【発明の効果】以上説明したように、請求項1及び請求項2記載の発明は、車輪に作用する制駆動力を所定の変化状態で変化させ、該制駆動力の所定の変化による車輪速度の応答成分の減衰特性を検出し、該減衰特性に基づいて車輪と路面との間の摩擦状態を演算するようにしたので、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、それぞれ摩擦状態を高精度よ演算することができる、という効果が得られる。

【0128】また、請求項3及び請求項4の発明によれば、車輪に作用する制駆動力をステップ的に変化させ、タイヤと路面との間の摩擦状態と相関のある車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性に基づいて、摩擦状態を演算するようにしたので、制駆動力を常時微小励振することなく、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、それぞれ摩擦状態を高精度に演算することができる、という効果が得られる。

【0129】特に、請求項4の発明によれば、ステップ的に制駆動力を変化させながら、目標制駆動力に追従する制御が可能となるので、制駆動力を加振するための新たなハードウェアを追加することなく、制駆動力の高精度な目標追従制御が可能となる。

【0130】また、請求項5及び請求項6の発明によれば、パルス状の制駆動力を印加することによって、実際に、路面摩擦力を発生させてから、そのパルス応答成分に基づいて摩擦状態を演算するので、スリップ限界までの余裕度を確実に把握でき、高い演算精度が得られる、という効果がある。

【0131】さらに、請求項5及び請求項6の発明によれば、印加する制駆動力の変化をパルス状としたことによりスリップが発生しても容易にグリップ状態に戻すことができると共に、第1パルスの印加後に、摩擦力振動に対し逆位相の第2パルスの制駆動力を印加するので、これ以降の摩擦力振動が減衰し、車両走行に与える影響を最小限度に抑えることができる、という効果が得られる。これにより、制駆動力を常時微小励振することな

く、車両走行に影響を与えることなしに摩擦状態を高精度に演算することができる、という効果がもたらされる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の構成を示すブロック図である。

【図2】本発明に係る車輪共振系と等価な力学モデルを示す図である。

【図3】本発明に係る車輪共振系におけるタイヤー路面間の摩擦特性を示す図である。

10 【図4】本発明に係る振動モデルの概念図である。

【図5】制動力をステップ的に変化させるときのホイールシリンダ圧の制御と、車輪速度ステップ応答成分検出の流れを示す図である。

【図6】車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性と、タイヤー路面間の摩擦状態との関連性を説明するための実験結果であって、摩擦係数 $\mu = 0.25$ の路面上において、初期車速 10 rad/s からブレーキ制動したときの車輪速度信号及び車速の時間変化を示す図である。

【図7】車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性と、タイヤー路面間の摩擦状態との関連性を説明するための実験結果であって、摩擦係数 $\mu = 0.1$ の路面上において、初期車速 20 rad/s からブレーキ制動したときの車輪速度信号及び車速の時間変化を示す図である。

20 【図8】車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性と、タイヤー路面間の摩擦状態との関連性を説明するための実験結果であって、摩擦係数 $\mu = 0.25$ の路面上において、初期車速 20 rad/s からブレーキ制動したときの車輪速度信号及び車速の時間変化を示す図である。

【図9】車輪速度ステップ応答成分の時間変化特性と、タイヤー路面間の摩擦状態との関連性を説明するための実験結果であって、摩擦係数 $\mu = 0.3$ の路面上において、初期車速 20 rad/s からブレーキ制動したときの車輪速度信号及び車速の時間変化を示す図である。

30 【図10】本発明の構成を示すブロック図である。

【図11】パルス的に変化する制駆動力を車輪に印加したときの路面摩擦力及び車輪速度振動の時間変化を示す図であって、(a)は1パルス入力時で完全グリップ状態、(b)は1パルス入力時で印加方向(+)側においてスリップ状態、(c)は1パルスと逆位相のパルスとを入力したときに印加方向でスリップ状態のときの路面摩擦力及び車輪速度振動の時間変化を各々示す。

40 【図12】本発明の第1の実施の形態に係るアンチロッキングブレーキ制御装置の構成を示すブロック図である。

【図13】本発明の第2の実施の形態に係るEV制駆動力制御装置の構成を示すブロック図である。

【図14】本発明の第1の実施の形態に係る路面 μ 勾配演算部の構成を示すブロック図である。

【図15】本発明の第1の実施の形態に係る目標制駆動力演算部の構成を示すブロック図である。

50 【図16】本発明の第1の実施の形態に係るステップ応

答検出部の第1態様の構成を示すブロック図である。

【図17】本発明の第1の実施の形態に係るステップ応答検出部の第3態様の構成を示すブロック図である。

【図18】本発明の第1の実施の形態に係るステップ応答検出部の第4態様の構成を示すブロック図である。

【図19】車輪速度ステップ応答成分の摩擦状態毎、車速毎の減衰傾向の概略を示す線図である。

【図20】本発明の第1の実施の形態に係るアンチロックブレーキ制御装置のブレーキ部のハードウェア構成を示すブロック図である。

【図21】制動力の目標追従制御において、ステップ的に変化する指令信号を示す図である。

【図22】本発明の第3の実施の形態に係るVSC装置又はABS装置の構成を示すブロック図である。

【図23】本発明の第3の実施の形態に係るEV用路面 μ 勾配演算装置の構成を示すブロック図である。

【図24】本発明の第3の実施の形態に係る路面 μ 勾配

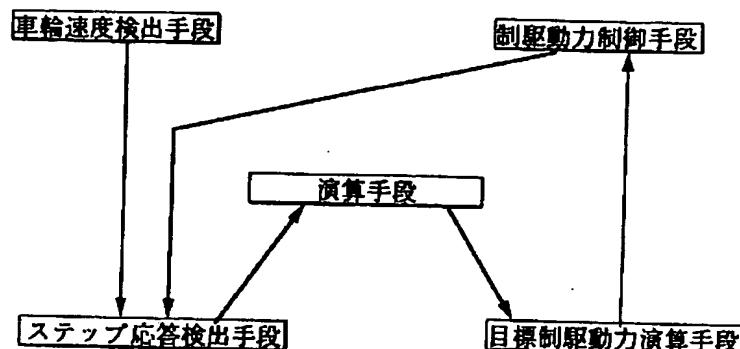
演算部の構成を示すブロック図である。

【図25】本発明の第3の実施の形態に係るパルス応答検出部の構成を示すブロック図である。

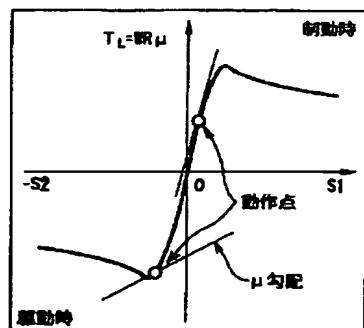
【符号の説明】

2 0	車輪速度検出部
2 1	ステップ応答検出部
2 2	路面 μ 勾配演算部
2 3	目標制動力演算部
2 3 b	目標制駆動力演算部
10 2 4	ホイールシリング油圧制御部
2 5	発生トルク制御部
6 2	パルス応答検出部
6 3	路面 μ 勾配演算部
6 4	パルス制駆動力発生部
6 5	目標制動力演算部
6 7	ホイールシリング油圧制御部

【図1】

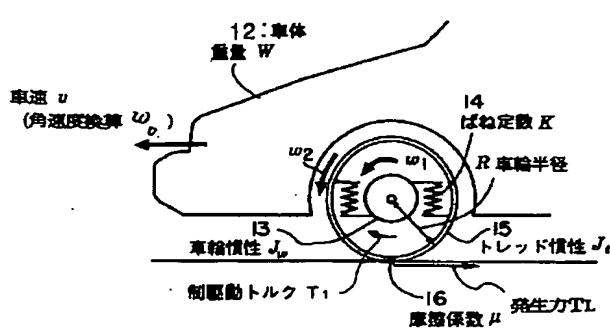


【図3】

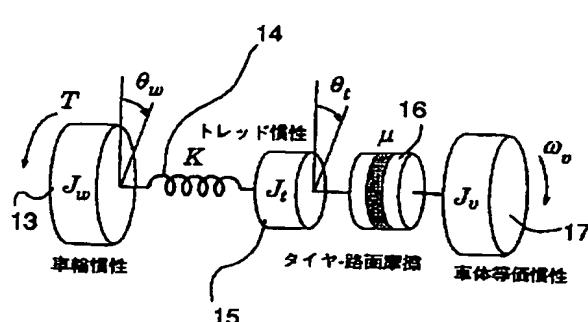


タイヤ-路面間の摩擦特性

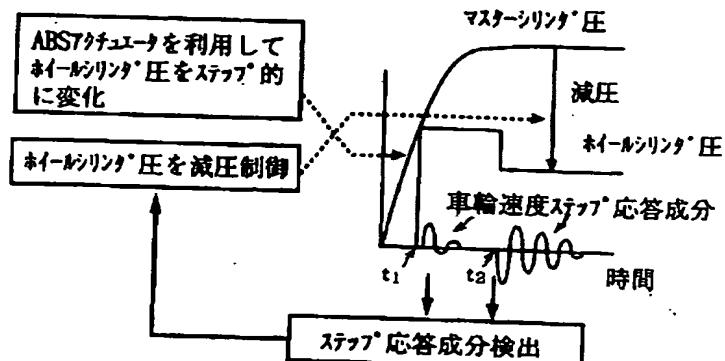
【図2】



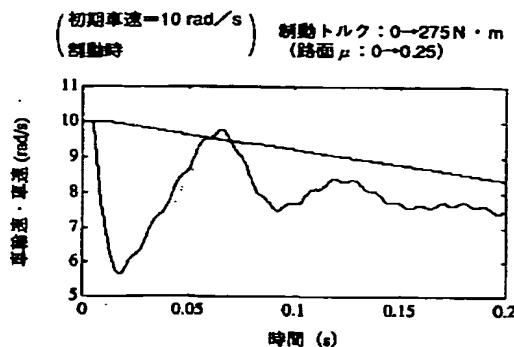
【図4】



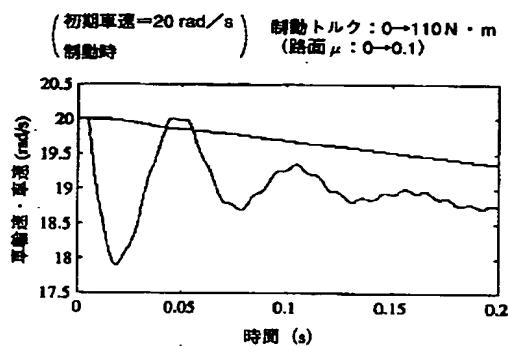
【図5】



【図6】

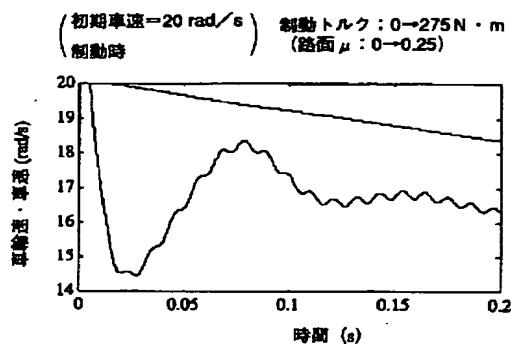


【図7】

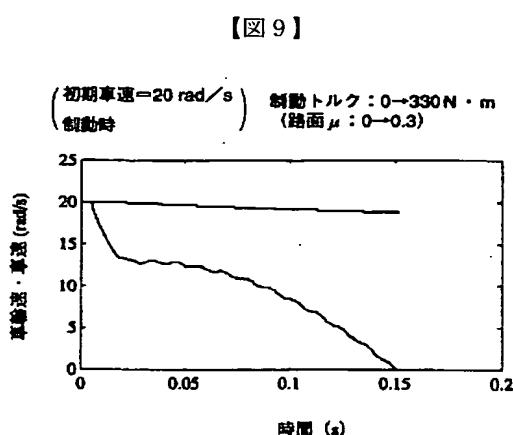


ホイール慣性 0.4 kg·m²
タイヤ捻ればね 25000 N·m/rad
タイヤトレッド慣性 0.1 kg·m
輪荷重 400 kg
タイヤ半径 0.28 m
最大摩擦トルク 330 N·m (スリップ率 0.2)

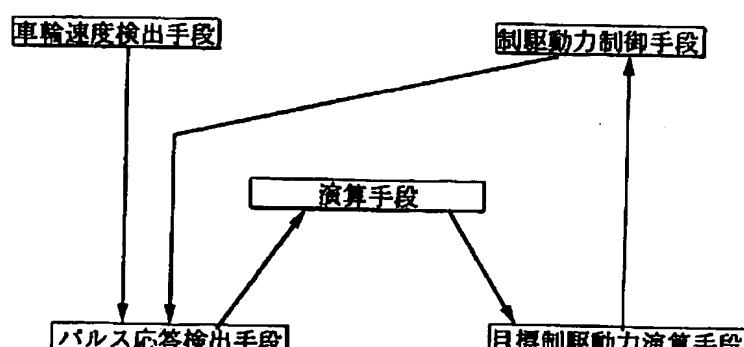
【図8】



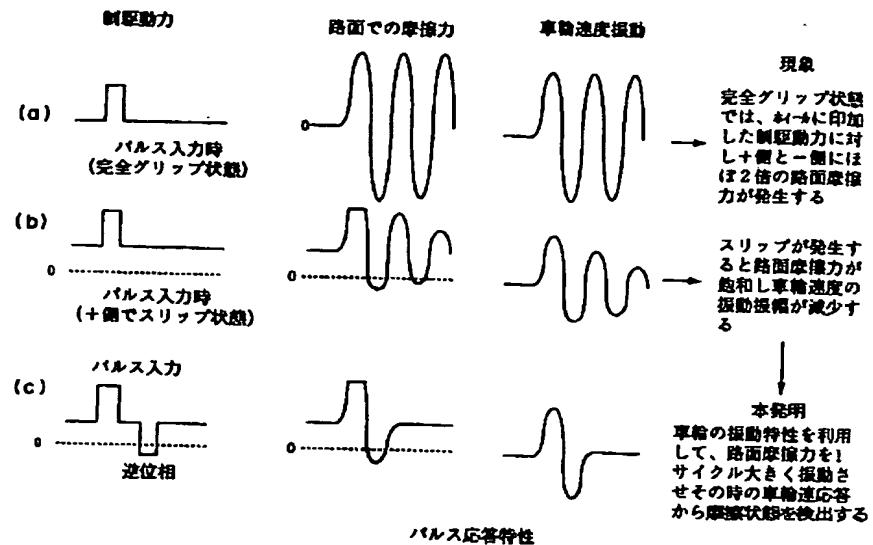
【図10】



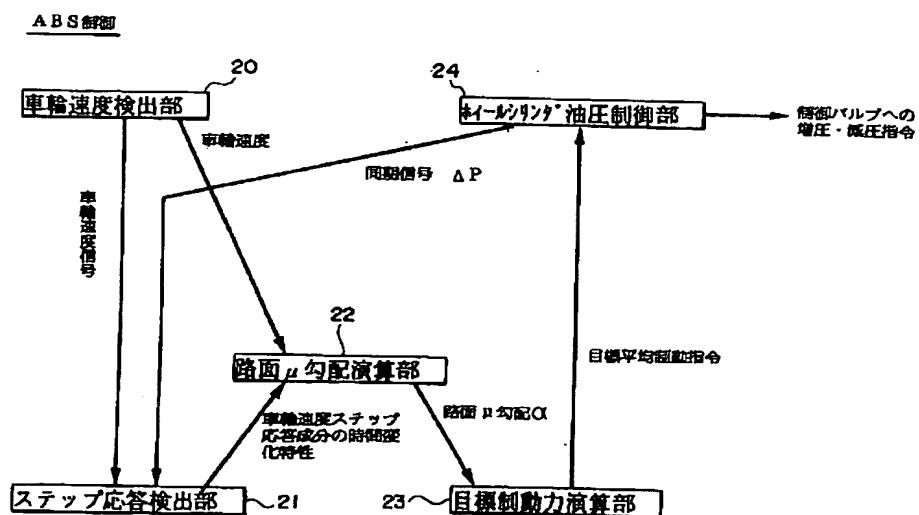
ホイール慣性 0.4 kg·m²
タイヤ捻ればね 25000 N·m/rad
タイヤトレッド慣性 0.1 kg·m
輪荷重 400 kg
タイヤ半径 0.28 m
最大摩擦トルク 330 N·m (スリップ率 0.2)



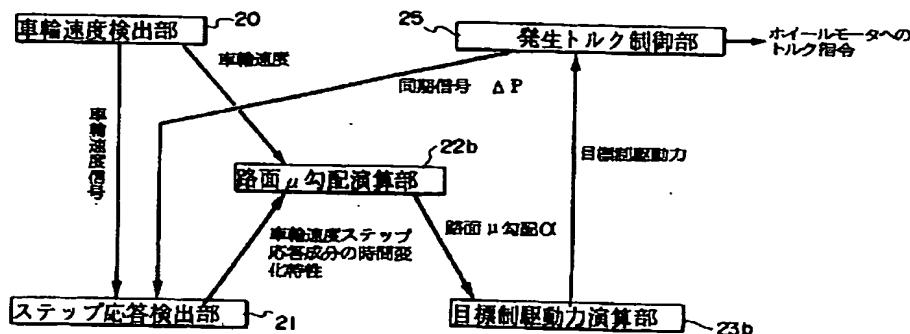
【図11】



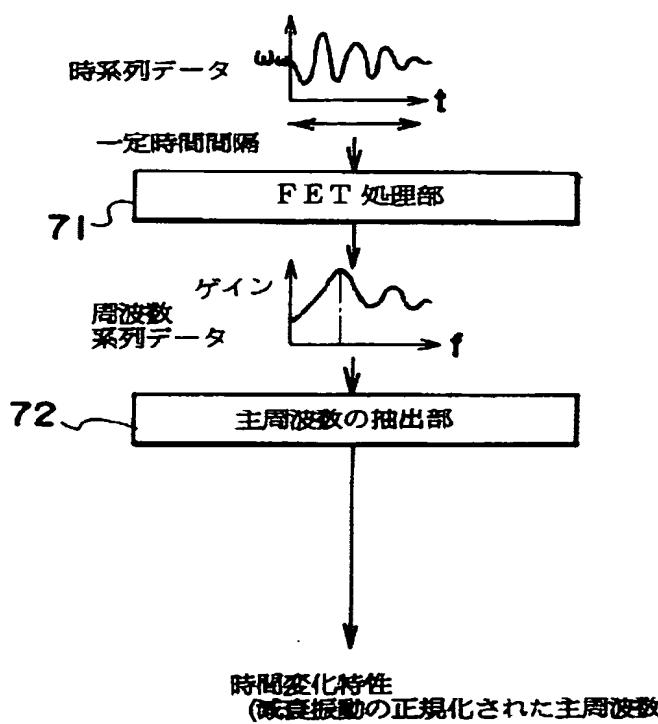
【図12】



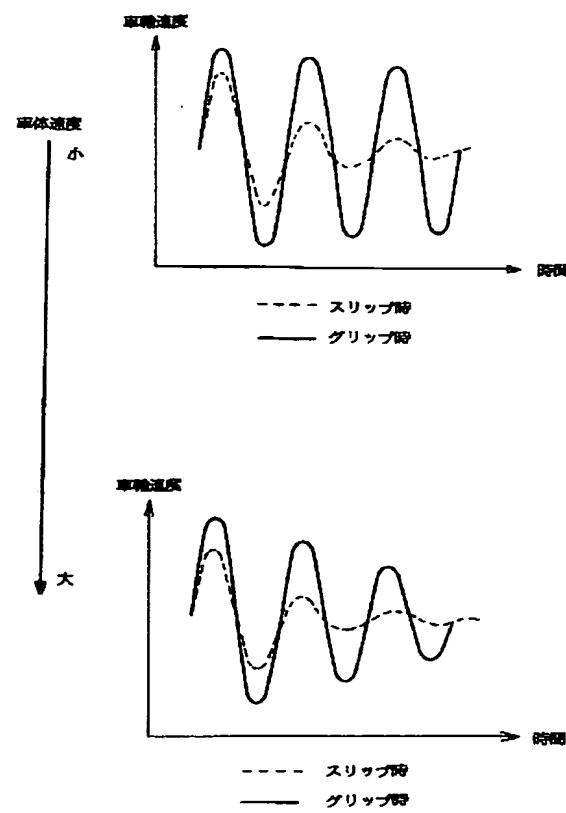
【図13】



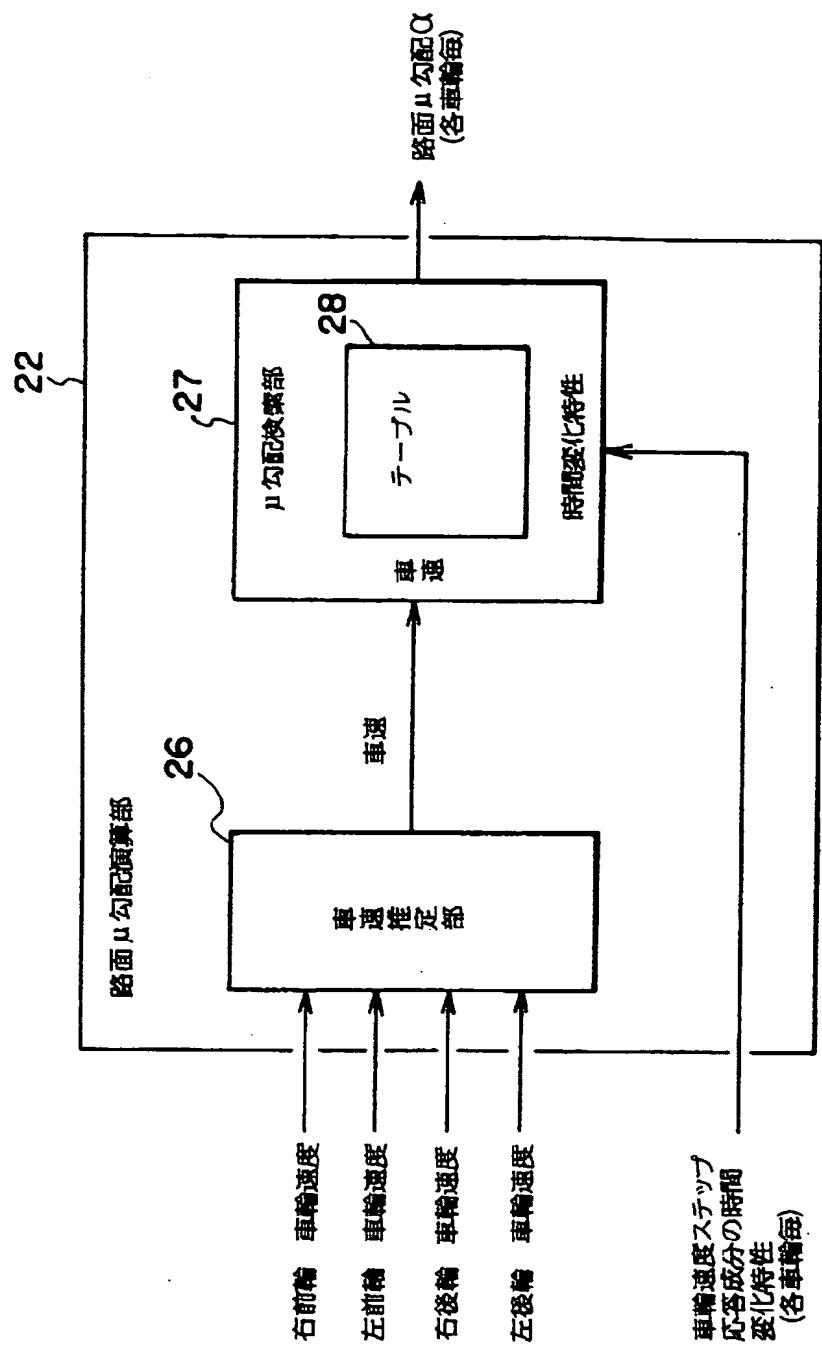
【図17】



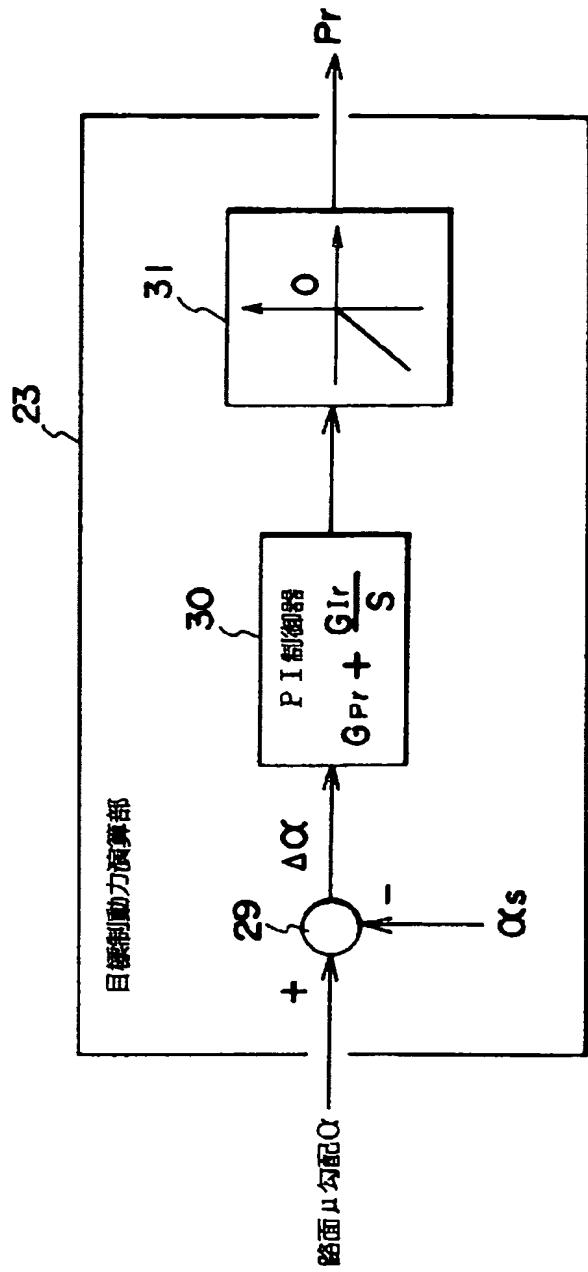
【図19】



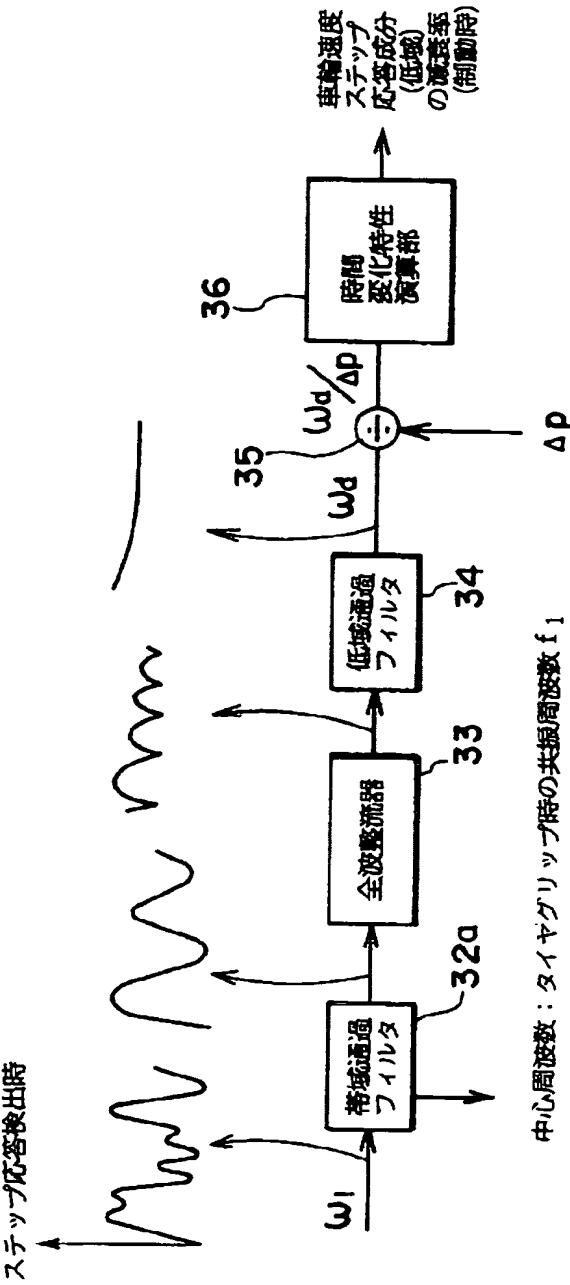
【図14】



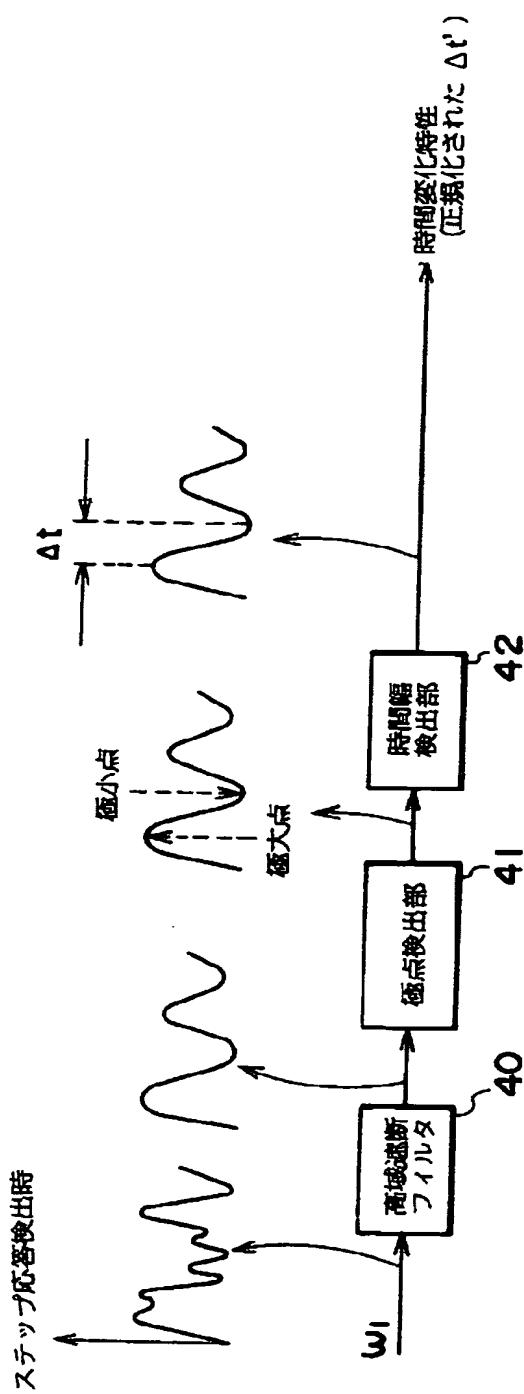
【图15】



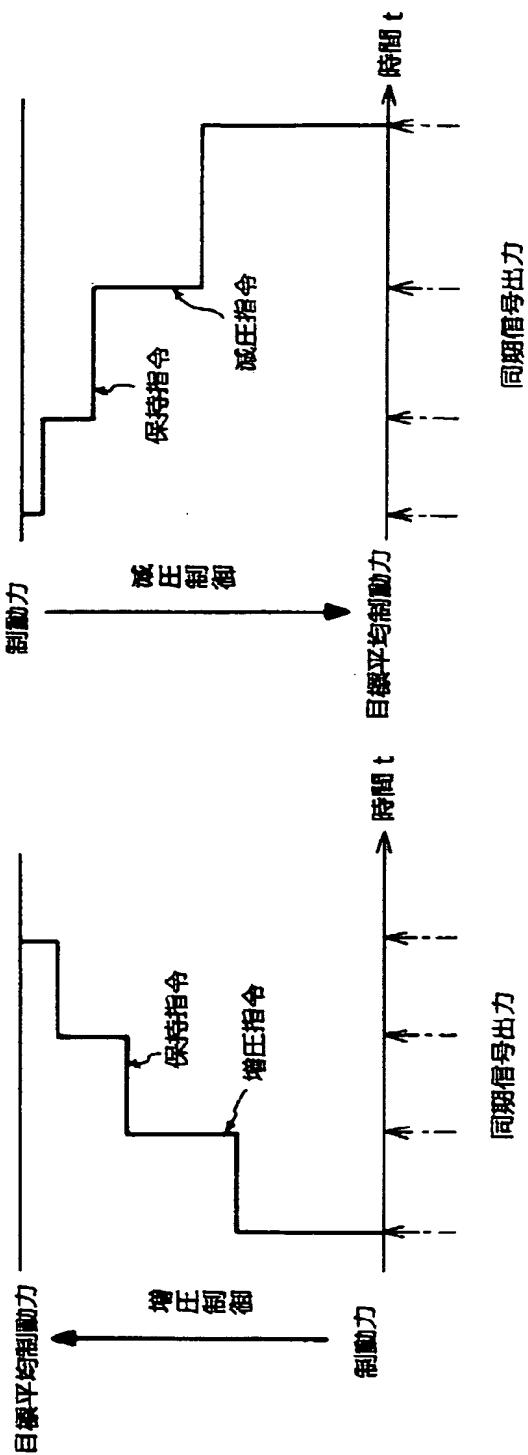
【図16】



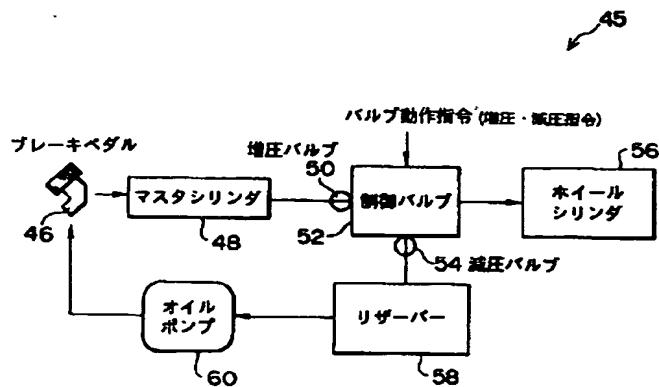
【図18】



【図21】

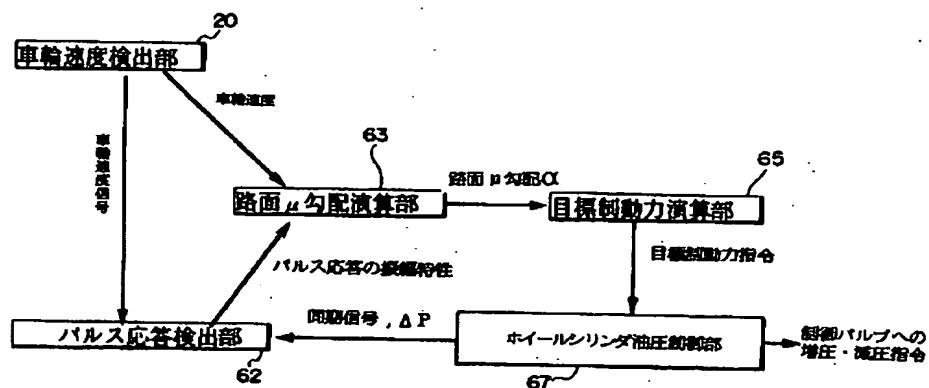


【図20】

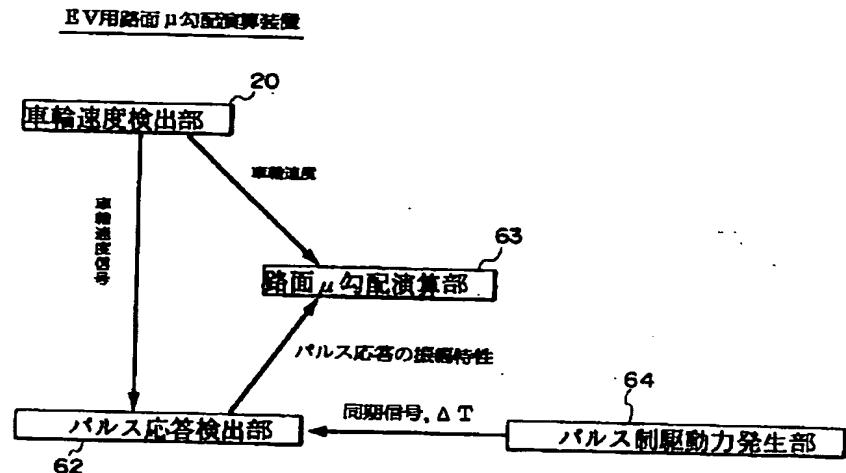


【図22】

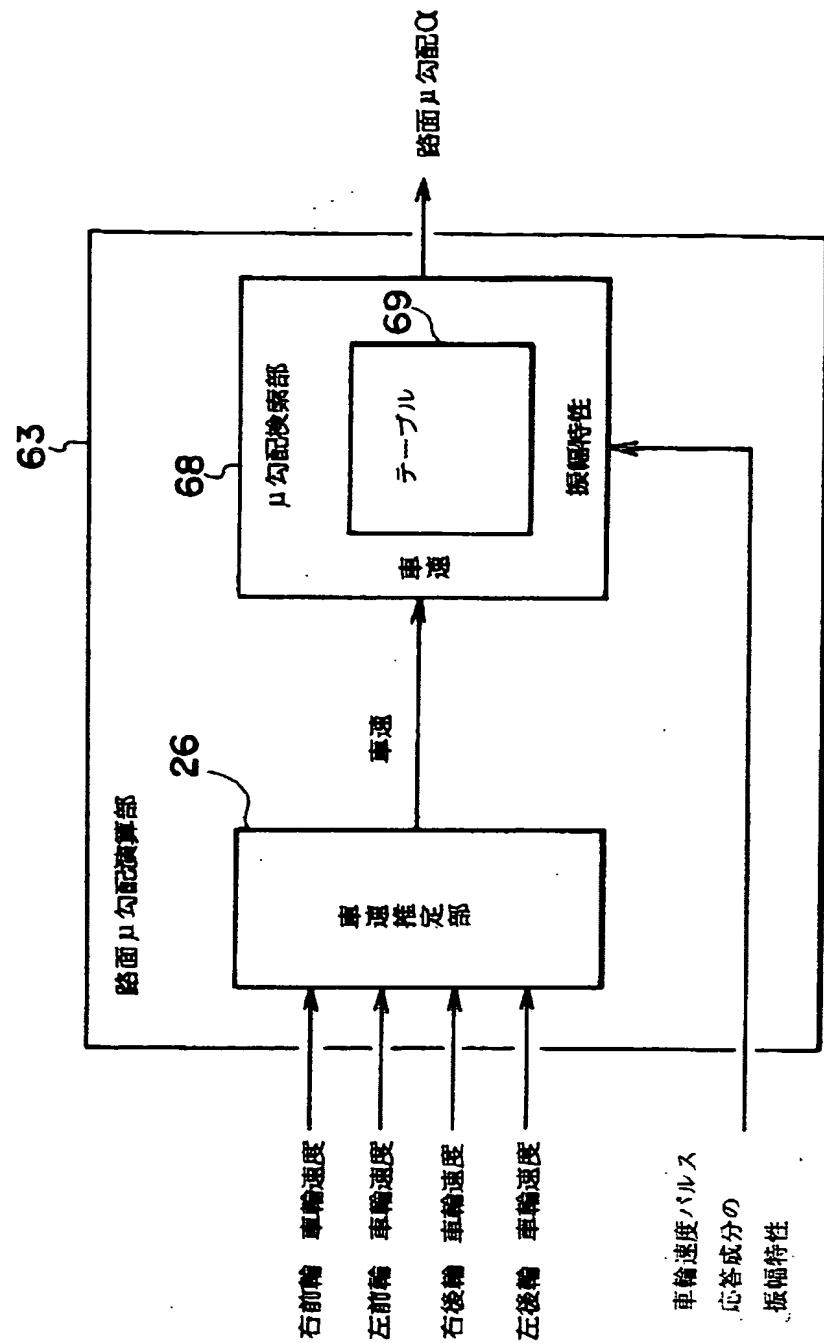
VSC、ABS制御



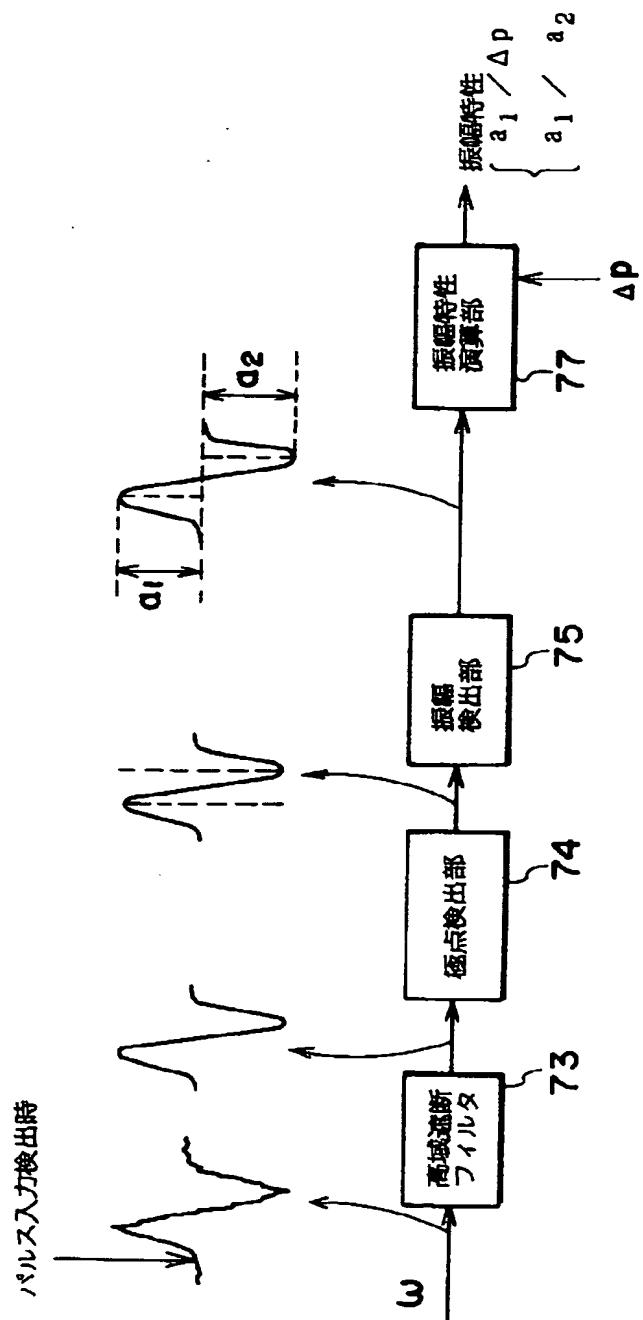
【図23】



【図24】



【図25】



フロントページの続き

(72)発明者 梅野 孝治

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 山口 裕之

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 菅井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1株式会社豊田中央研究所内